



⑮ **BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND**



**DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT**

⑫ **Offenlegungsschrift**
⑩ **DE 100 43 842 A 1**

⑤ Int. Cl. 7:
F 04 C 15/04
F 04 C 15/00

⑰ Aktenzeichen: 100 43 842.3
⑱ Anmeldetag: 6. 9. 2000
⑲ Offenlegungstag: 6. 9. 2001

DE 100 43 842 A 1

⑥ Innere Priorität:
100 10 039. 2 02. 03. 2000

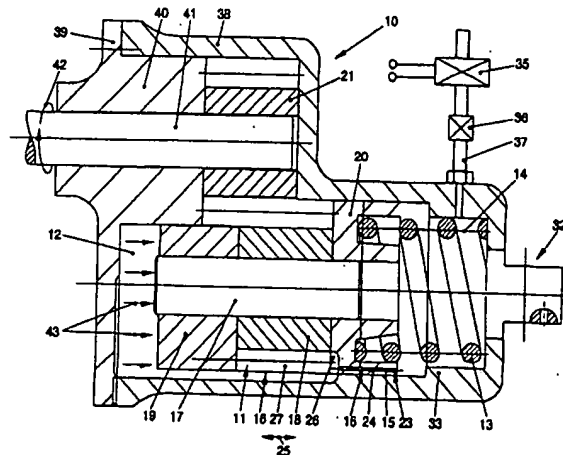
⑦ Anmelder:
Volkswagen AG, 38440 Wolfsburg, DE

⑰ Erfinder:
Voigt, Dieter, 38110 Braunschweig, DE

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

④ Zahnradpumpe mit einer fördermengenverändernden Verschiebeeinheit

⑤ Die Zahnradpumpe (10) ist mit einer fördermengenverändernden Verschiebeeinheit (11) versehen, die zwischen einer ersten Druckkammer (12) und einer zweiten, eine zusätzlich auf die Verschiebeeinheit (11) wirkende Druckfeder (13) aufweisenden Druckkammer (14) verschiebbar angeordnet ist. Hierbei ist vorgesehen, dass die Druckkammern (12, 14) mittels einer Drossel (15) aufweisenden Druckleitung (16) in hydraulischer Wirkverbindung stehen und die zweite Druckkammer (14) maximaldruckbegrenzt ist.



DE 100 43 842 A 1

Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Zahnradpumpe mit einer fördermengenverändernden Verschiebeeinheit, die zwischen einer ersten Druckkammer und einer zweiten, eine zusätzlich auf die Verschiebeeinheit wirkende Druckfeder aufweisenden Druckkammer verschiebbar angeordnet ist, gemäß Oberbegriff des Anspruchs 1.

Zahnradpumpen mit einer fördermengenverändernden Verschiebeeinheit sind bekannt. Derartige Zahnradpumpen kommen beispielsweise als für eine Motorschmierung von Kraftfahrzeugen erforderliche Ölpumpen zum Einsatz. Dabei ist es anzustreben, den Energieverbrauch (Kraftstoffverbrauch) derartiger Zahnradpumpen (Ölpumpen) zum Betreiben derselben möglichst zu reduzieren. Deshalb kommen insbesondere für Kraftfahrzeuge fördermengengeregelte Ölpumpen zum Einsatz, die möglichst die Bedarfsölmenge eines Verbrennungsmotors liefern und entsprechend geringere Antriebsleistungen benötigen. Derartige Ölpumpen mit Mengenregelung sind vorzugsweise als Außenzahnrad-Ölpumpen mit axialer Zahnradverschiebung ausgebildet.

Bekannte Ölpumpenausführungen der eingangs genannten Art sind nachteilhafterweise mit konstruktiv aufwendigen mechanischen oder hydraulischen Zusatzvorrichtungen zur Erzielung einer axialen Zahnradverschiebung versehen. Ferner sind bekannte Ölpumpen mit Mengenregelung nicht geeignet, in Abhängigkeit des jeweiligen Betriebszustands eines Verbrennungsmotors die jeweils erforderliche, optimale Bedarfsölmenge in zuverlässiger Weise bei gleichzeitig reduzierter, zum Betreiben der Ölpumpe notwendigen Antriebsleistung zu liefern.

Es ist daher Aufgabe der Erfindung, eine Zahnradpumpe der eingangs genannten Art zu schaffen, welche eine zuverlässige und optimierte Mengenregelung bei möglichst geringem Antriebsenergiebedarf erlaubt.

Zur Lösung der Aufgabe wird eine Zahnradpumpe mit den Merkmalen des Anspruchs 1 vorgeschlagen, die sich dadurch auszeichnet, dass die Druckkammern mittels einer Drossel aufweisenden Druckleitung in hydraulischer Wirkverbindung stehen und die zweite Druckkammer maximaldruckbegrenzt ist. Mittels einer derart ausgebildeten Zahnradpumpe ist eine betrieboptimierte Fördermengenein-
 40 gelung bei gleichzeitiger Reduzierung der zum Betreiben der Zahnradpumpe notwendigen Antriebsleistung möglich. Dabei erlaubt die Vorsehung einer Drossel eine besonders kompakte Ausgestaltung der Zahnradpumpe, insbesondere in Bezug auf die fördermengenverändernde Verschiebeeinheit. Aufgrund der geschaffenen hydraulischen Verbindung mittels einer Drossel zwischen der ersten und zweiten Druckkammer wird folgende Funktionsweise der Zahnradpumpe beziehungsweise der fördermengenverändernden Verschiebeeinheit erhalten: Bei Druckgleichheit in den zwei Druckkammern wird mittels der sich in der zweiten Druckkammer befindenden Druckfeder eine Grundstellung der zwei miteinander kämmenden Zahnräder der Zahnradpumpe mit vollständiger Eingriffsbreite erhalten. Bei Erreichen einer oberen Druckgrenze in der zweiten Druckkammer öffnet ein Überdruckventil, so daß aus der zweiten Druckkammer eine bestimmte Druckmittelmenge bei entsprechendem Druckabfall entweicht und somit eine Axialverschiebung der Verschiebeeinheit in Richtung zweiter Druckkammer (im Vergleich zur ersten Druckkammer geringeres Druckniveau) auslöst. Die aufgrund der Axialverschiebung der Verschiebeeinheit resultierende Fördermengenreduzierung führt zu einem Druckabfall in beiden Druckkammern, so dass das Druckniveau in der zweiten Druckkammer die vorgegebene Druckgrenze unterschreitet und bei sich einstellendem Kräftegleichgewicht in Bezug
 65

auf die auf die Verschiebeeinheit wirkenden Verschiebekräfte die Axialverschiebung der Verschiebeeinheit abgeschlossen ist. In dieser Weise sind die zwei miteinander kämmenden Zahnräder der Zahnradpumpe aus einer Grundstellung mit vollständiger Eingriffsbreite in eine fördermengenreduzierende Betriebsstellung mit teilweiser Eingriffsbreite gebracht worden. Aufgrund der mittels der sich in der zweiten Druckkammer befindenden Druckfeder auf die Verschiebeeinheit wirkende elastische Rückstellkraft (Druckkraft) ist bei vorliegendem Kräftegleichgewicht an der Verschiebeeinheit das Druckniveau in der zweiten Druckkammer geringer als jenes in der ersten Druckkammer. Da die beiden Druckkammern miteinander mittels einer Drossel in hydraulischer Verbindung stehen, ergibt sich eine druckausgleichende Strömung des von der Zahnradpumpe zu fördernden Fluids (beispielsweise Öl) aus der ersten Druckkammer in die zweite Druckkammer, so dass sich eine Rückverschiebung der Verschiebeeinheit in Richtung erste Druckkammer einstellt. Diese Rückverschiebung der Verschiebeeinheit ist mit einer Fördermengensteigerung der Zahnradpumpe verbunden. Die mittels einer Drossel erzeugte hydraulische Wirkverbindung zwischen den Druckkammern und die Maximaldruckbegrenzung in der zweiten Druckkammer gewährleisten somit in schneller und zuverlässiger Weise eine effektive Abregelung eines sich in Bezug auf eine einstellbare Druckobergrenze in der zweiten Druckkammer einstellenden größeren Druckniveaus in der Zahnradpumpe. In dieser Weise wird verhindert, dass die Zahnradpumpe mit einer unnötig hohen Fördermenge bei entsprechend erhöhter Pumpenantriebsleistung arbeitet.

Mit Vorteil ist die Zahnradpumpe als Außenzahnradpumpe ausgebildet. Eine Außenzahnradpumpe ist in besonders effektiver und zuverlässiger Weise beispielsweise als Ölpumpe zur Motorschmierung in einem Kraftfahrzeug geeignet.

Vorzugsweise besteht die Verschiebeeinheit aus einer Abtriebswelle und, jeweils auf dieser koaxial angeordnet, einem Abtriebszahnrad, einem die erste Druckkammer begrenzenden Steuerkolben und einem die zweite Druckkammer begrenzenden Federkolben, wobei die Verschiebeeinheit in Abhängigkeit einer eventuell sich einstellenden Druckdifferenz zwischen der ersten Druckkammer und der zweiten Druckkammer in Bezug auf ein Antriebszahnrad verschiebbar ist. Eine derart ausgebildete Verschiebeeinheit zeichnet sich insbesondere durch ihre kompakte Bauweise und effektive Funktionsweise aus.

Mit Vorteil ist die Drossel als gestufte, zur zweiten Druckkammer querschnittsreduzierte Durchgangsbohrung in der Abtriebswelle ausgebildet. Da sich die Abtriebswelle der Zahnradpumpe zwischen der ersten und zweiten Druckkammer befindet, ist es besonders vorteilhaft, die Drossel als Durchgangsbohrung in der Abtriebswelle vorzusehen. Dabei ist eine mit einer Durchgangsbohrung versehene Abtriebswelle fertigungstechnisch verhältnismäßig einfach herstellbar.

Gemäß einer alternativen Ausführungsform ist die Drossel als stufenlose Durchgangsbohrung in der Abtriebswelle ausgebildet. Bei einer als stufenlose Durchgangsbohrung ausgebildeten Drossel ist deren Durchmesser verhältnismäßig klein zur Erzielung einer effektiven Drosselwirkung zu wählen.

Entsprechend einer weiteren, alternativen Ausführungsform ist die Drossel als Durchgangsbohrung im Federkolben ausgebildet und steht mit einer an den Zahnbereich des Abtriebszahnrads grenzenden Drucktasche des Federkolbens in Verbindung. Bei dieser Ausführungsform führt die Drossel zu einer Drucktasche des Federkolbens, welche ihrerseits mittels eines entsprechenden Druckleitungsteils mit der er-

sten Druckkammer in hydraulischer Wirkverbindung steht. Die Abtriebswelle kann bei dieser Ausführungsform als Vollwelle ausgebildet sein.

Mit Vorteil ist die Drossel als Durchgangsbohrung im Federkolben ausgebildet und die hydraulische Wirkverbindung zwischen Drossel und der ersten Druckkammer periodisch durch einen jeweiligen Zahn des drehbaren Abtriebszahnrad unterbrechbar. Bei dieser weiteren, alternativen Ausführungsform ist der Federkolben nicht mit einer mit der Drossel 15 in Verbindung stehenden Drucktasche versehen, so dass die sich im Zahnbereich des drehbaren Abtriebszahnrad befindende Öffnung der Drossel periodisch durch die sich an der Drossel vorbeibewegenden Zähne des Abtriebszahnrad verschlossen wird und somit die hydraulische Wirkverbindung zwischen der ersten und zweiten Druckkammer entsprechend periodisch unterbrochen wird. In dieser Weise wird der in der ersten Druckkammer jeweils vorliegende Druck über die Zahnücken des Abtriebszahnrad periodisch durch die Drossel in die zweite Druckkammer eingeleitet. Dabei kann die Drossel eine verhältnismäßig große Drosselbohrung aufweisen, wodurch Vorteile in Bezug auf das Regelverhalten insbesondere bei kalten, hochviskosen Fluiden wie zum Beispiel Öl erzielbar sind.

Vorteilhafterweise weist der Federkolben eine an den Zahnbereich des Abtriebszahnrad grenzende Saugtasche auf. Mittels einer am Federkolben vorgesehenen und an den Zahnbereich des Abtriebszahnrad grenzenden Saugtasche lassen sich eine vorteilhaftere Strömung des zu fördernden Fluids, wie zum Beispiel Öl, und eine reduzierte Kontaktflächenreibung zwischen dem Abtriebszahnrad und dem Federkolben erzielen.

Gemäß einer bevorzugten Ausführungsform weist die Drossel einen veränderbaren Durchtrittsquerschnitt auf. Aufgrund der hierdurch veränderbaren Drosselwirkung ergibt sich eine Möglichkeit zur Beeinflussung des Regelverhaltens der Zahnradpumpe, welche somit betriebsspezifisch konzipiert beziehungsweise eingestellt werden kann.

Mit Vorteil ist die Drossel als Durchgangsbohrung in der Abtriebswelle ausgebildet und von einer nicht verschiebbaren Drosselstange mit sich zur zweiten Druckkammer verkleinerndem Querschnitt durchdrungen. Bei dieser Ausführungsform wird je nach Regelhub der Verschiebeeinheit die Drosselwirkung aufgrund des sich ändernden Durchtrittsquerschnitts der Drossel variiert. Insbesondere bei einem kalten, hochviskosen Fluid wie zum Beispiel Öl und gleichzeitig erhöhter Fördermengenabregelung aufgrund eines geringeren Ölmengetbedarfs eines zu versorgenden Aggregats kann mittels einer geeigneten Entdrosselung mit einer entsprechenden Größe der Durchtrittsöffnung der Drossel das Regelverhalten der Zahnradpumpe verbessert werden.

Gemäß einer alternativen Ausführungsform ist der Durchtrittsquerschnitt der Drossel in Abhängigkeit einer betriebstemperaturbedingten Wärmedehnung eines mit der Drossel in Wirkverbindung stehenden Drosselements veränderbar. Hierbei wird eine von der jeweiligen Wärmedehnung abhängige Querschnittsveränderung eines entsprechend ausgebildeten Drosselements zur Einstellung eines erwünschten Drosselquerschnitts ausgenutzt.

Mit Vorteil ist das Drosselement als Dehnungsstange mit einem konisch sich verjüngenden, freien Drosselende ausgebildet, welches bei einer positiven Wärmedehnung des Drosselements den Durchtrittsquerschnitt der Drossel verringert. Ein derart ausgebildetes Drosselement kann beispielsweise aus Aluminium hergestellt sein und mit einer in einer aus Stahl hergestellten Abtriebswelle realisierten Drossel in Wirkverbindung stehen.

Vorzugsweise ist zur Druckbegrenzung in der zweiten Druckkammer ein mit dieser in Wirkverbindung stehendes

Überdruckventil vorgesehen. Ein Überdruckventil eignet sich in besonders zuverlässiger Weise zur Druckbegrenzung in einer Druckkammer.

Vorteilhafterweise ist das Überdruckventil in einer Wandung der zweiten Druckkammer integriert und weist eine in der Wandung ausgebildete, in die zweite Druckkammer führende, kalibrierte Durchgangsbohrung auf. Die Zahnradpumpe ist aufgrund der Integrierung eines Überdruckventils in eine Wandung der zweiten Druckkammer vorteilhafterweise kompakt ausgebildet. Die Kalibrierbohrung des Überdruckventils übt dabei einen Einfluß auf das Regelverhalten der Zahnradpumpe aus.

Mit Vorteil ist das Überdruckventil als Kugelventil oder als Zungenventil ausgebildet. Sowohl ein Kugelventil als auch ein Zungenventil sind in zuverlässiger Weise zur Druckbegrenzung einer Druckkammer geeignet.

Vorzugsweise ist zur Druckbegrenzung in der zweiten Druckkammer eine mit dieser in Wirkverbindung stehende elektro-hydraulische Regeleinheit vorgesehen. Mittels einer elektro-hydraulischen Regeleinheit ist es möglich, in der zweiten Druckkammer eine veränderbare Maximaldruckgrenze einzustellen. Eine elektro-hydraulische Regeleinheit bietet somit im Vergleich zu einem Überdruckventil größere Flexibilität in Bezug auf die Maximaldruckeinstellung in der zweiten Druckkammer.

Vorzugsweise ist zur bedarfsgerechten Einstellung des Druckniveaus in der zweiten Druckkammer eine mit der Regeleinheit wirkverbundene Steuereinheit vorgesehen, welche mit einem mittels der Zahnradpumpe druckbeaufschlagten Verbraucheraggregat in Verbindung steht. Durch eine mit der Regeleinheit verbundene Steuereinheit läßt sich in besonders effektiver Weise eine betriebsoptimierte Maximaldruckeinstellung in der zweiten Druckkammer erzielen.

Vorzugsweise ist die Regeleinheit mit einem Überdruckventil versehen. Durch eine Reihenschaltung eines zweiten Überdruckventils mit der elektro-hydraulischen Regeleinheit ist es möglich, einen Minimaldruck für die zweite Druckkammer vorzugeben, so dass die Regeleinheit lediglich zwischen dem Minimaldruck und einem durch ein erstes, mit der zweiten Druckkammer in Wirkverbindung stehendes Überdruckventil festgelegten Maximaldruck wirkt. Bei einer derartigen Ausführungsform sind somit sowohl ein erstes Überdruckventil zur Maximaldruckeinstellung in der zweiten Druckkammer als auch ein zweites Überdruckventil einer elektro-hydraulischen Regeleinheit zur Definierung einer Minimaldruckgrenze in der zweiten Druckkammer, ab welcher die elektro-hydraulische Regeleinheit aktiviert wird, vorgesehen.

Mit Vorteil weisen das Antriebszahnrad und das Abtriebszahnrad jeweils eine Schrägverzahnung auf. Durch die Verwendung von schrägverzahnten Zahnrädern können die hydraulischen Verluste einer Zahnradpumpe mit Fördermengenregelung durch Pulsationsreduzierung weiter abgesenkt werden.

Ein weiterer Vorteil ergibt sich durch die hydraulischen Verbindungskanäle zwischen den Druckkammern der Verschiebeeinheit und deren Umfangswand.

Auf diese Weise kann Querkraften an der Verschiebeeinheit, die durch Verzahnungskräfte und hydraulisch bewirkte Querkräfte entstehen, entgegengewirkt werden. Diese genannten Querkräfte erzeugen bei einer Fördermengenänderung eine am Steuerkolben und am Federkolben wirkende Reibkraft entgegen der Verschieberichtung, so daß die Regelung stark hystereseebehaftet ist und damit eine feinfühlige Druck- und Mengenregelung erschwert wird.

Der Ausgleich dieser unerwünschten Querkräfte an der Verschiebeeinheit erfolgt über die Verbindungskanäle zwischen Druckkammern und Umfangswand der Verschiebe-

einheit, wobei der Steuerkolben, der Federkolben und das Förderzahnrad in definierten Oberflächenbereichen mit Öl-druck oder alternativ dazu auch mit Umgebungsdruck beaufschlagt werden.

Weitere vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung ergeben sich aus der Beschreibung.

Die Erfindung wird nachfolgend in mehreren Ausführungsbeispielen anhand zugehöriger Zeichnungen näher erläutert. Es zeigen:

Fig. 1 und 2 eine schematische, längsgeschnittene Seitenansicht zweier Ausführungsformen einer erfindungsgemäßen Zahnradpumpe;

Fig. 3 eine schematische Vorderansicht einer querschnittenen, erfindungsgemäßen Zahnradpumpe gemäß einer weiteren Ausführungsform;

Fig. 4 und 5 eine schematische Darstellung einer erfindungsgemäßen, längsgeschnittenen Zahnradpumpe mit alternativ ausgebildeten Drosselhilfsmitteln,

Fig. 8 eine weitere Ausführungsform, bei der Verbindungskanäle zwischen den Druckkammern und der Umfangswand der Verschiebeeinheit vorgesehen sind, und

Fig. 7 und 8 eine weitere Ausführungsform, bei der eine als Drucköltasche wirkende Nut in der Umfangswand des Deckels im Bereich der Überdeckung mit dem Steuerkolben angeordnet ist.

Unter Bezugnahme auf die Fig. 1 ist eine allgemein mit 10 bezeichnete Zahnradpumpe in Form einer Außenzahnradpumpe dargestellt. Die Zahnradpumpe 10 weist ein Gehäuse 38 auf, welches einen Deckel 39 mit Zapfen 40 trägt. Im Zapfen 40 ist eine Antriebswelle 41 gemäß Pfeil 42 drehbar gelagert. Die Antriebswelle 41 ist mit einem Antriebszahnrad 21 drehfest verbunden, welches mit einem Abtriebszahnrad 18 in kämmender Verbindung steht. Die Zahnradpumpe 10 ist mit einer fördermengenverändernden Verschiebeeinheit 11 versehen, die zwischen einer ersten Druckkammer 12 und einer zweiten, eine zusätzlich auf die Verschiebeeinheit 11 wirkende Druckfeder 13 aufweisenden Druckkammer 14 verschiebbar angeordnet ist. Die Verschiebeeinheit 11 ist gemäß Doppelpfeil 25 axial verschiebbar und besteht aus einer Abtriebswelle 17 und, jeweils auf dieser koaxial angeordnet, dem Abtriebszahnrad 18, einem die erste Druckkammer 12 begrenzenden Steuerkolben 19 und einem die zweite Druckkammer 14 begrenzenden Federkolben 20. Dabei ist das Abtriebszahnrad 18 auf der Abtriebswelle 17 drehbar gelagert, während der Steuerkolben 19 und der Federkolben 20 auf selbiger aufgepresst sind. Die Verschiebeeinheit 11 ist in Abhängigkeit einer eventuell sich einstellenden Druckdifferenz zwischen der ersten Druckkammer 12 und der zweiten Druckkammer 14 in Bezug auf das nicht axial verschiebbare Antriebszahnrad 21 gemäß Doppelpfeil 25 verschiebbar. Die Druckkammern 12, 14 stehen mittels einer Drossel 15 aufweisenden Druckleitung 16 in hydraulischer Wirkverbindung. Die Drossel 15 ist als gestufte, zur zweiten Druckkammer 14 querschnittsreduzierte Durchgangsbohrung 22 in der Abtriebswelle 17 ausgebildet. Die zweite Druckkammer 14 ist mittels eines mit dieser in Wirkverbindung stehenden Überdruckventils 32 in Form eines Kugelventils maximaldruckbegrenzt. Das Überdruckventil 32 ist in einer Wandung 33 der zweiten Druckkammer 14 integriert und weist eine in der Wandung 33 ausgebildete, in die zweite Druckkammer 14 führende, kalibrierte Durchgangsbohrung 34 auf.

Der Steuerkolben 19 greift mit einer entsprechenden Ausnehmung in den Zapfen 40, so daß eine Verdrehsicherung für die Verschiebeeinheit 11 gebildet ist.

Fig. 2 zeigt eine alternative Ausführungsform der Zahnradpumpe 10, wobei hier die Verschiebeeinheit 11 in einer gemäß Doppelpfeil 25 axial verschobenen Betriebsstellung

dargestellt ist. Bei dieser in Fig. 2 dargestellten Ausführungsform ist die Drossel 15 als Durchgangsbohrung 24 im Federkolben 20 ausgebildet und steht mit einer an den Zahnbereich des Abtriebszahnrad 18 grenzenden Drucktasche 26 des Federkolbens 20 in Verbindung. Dabei ist die Abtriebswelle 17 als Vollwelle ausgebildet. Die Zahnradpumpe 10 gemäß Fig. 2 weist ferner eine mit der zweiten Druckkammer 14 in Wirkverbindung stehende elektro-hydraulische Regeleinheit 35 auf. Die Regeleinheit 35 ist mittels einer Hydraulikleitung 37 und eines zwischenangeordneten, zweiten Überdruckventils 36 mit der zweiten Druckkammer 14 wirkverbunden. Die Zahnradpumpe 10 gemäß dieser Ausführungsform weist somit ein erstes Überdruckventil 32 zur Begrenzung des Betriebsdrucks in der zweiten Druckkammer 14 auf einen Maximaldruck und ein zweites Überdruckventil 36 zur Festlegung eines die Regeleinheit 35 aktivierenden, minimalen Betriebsdruckes in der zweiten Druckkammer 14 auf. Die Regeleinheit 35 kann dabei zur bedarfsgerechten Einstellung des Druckniveaus in der zweiten Druckkammer 14 mit einer nicht dargestellten Steuereinheit wirkverbunden sein, welche mit einem mittels der Zahnradpumpe 10 druckbeaufschlagten Verbraucheraggregat (nicht dargestellt) in Verbindung steht. Die weitere konstruktive Ausgestaltung der Zahnradpumpe 10 gemäß Fig. 2 entspricht derjenigen der Fig. 1.

Die Zahnradpumpe 10 gemäß den alternativen Ausführungsformen entsprechend den Fig. 1 und 2 arbeitet nach folgendem Prinzip: Durch die eine Drossel 15 aufweisende Druckleitung 16 besteht zwischen den zwei Druckkammern 12, 14 eine hydraulische Wirkverbindung. Wenn der Betriebsdruck in der zweiten Kammer 14 unterhalb des durch das Überdruckventil 32 festgelegten maximalen Druckgrenze liegt, besteht in den Druckkammern 12, 14 Druckgleichheit, so dass die Verschiebeeinheit 11 aufgrund der mittels der Druckfeder 13 kontinuierlich an selbiger angreifenden Druckkraft eine Grundstellung einnimmt, bei welcher das Abtriebszahnrad 18 und das Antriebszahnrad 21 miteinander unter vollständiger Eingriffsbreite kämmen. Diese, eine maximale Fördermenge gewährleistende Grundstellung der Verschiebeeinheit 11 ist in Fig. 1 dargestellt. Überschreitet der Betriebsdruck in der zweiten Druckkammer 14 die maximal zulässige Druckgrenze, öffnet das Überdruckventil 32, so dass es zu einem Druckabfall in der zweiten Druckkammer 14 und somit zu einer Druckdifferenz zwischen den in hydraulischer Wirkverbindung stehenden Kammern 12, 14 kommt. Aufgrund dieser sich einstellenden Druckdifferenz beziehungsweise der in der ersten Druckkammer 12 wirkenden Druckkraft, welche symbolisch in Fig. 2 als Pfeile 43 dargestellt ist, ergibt sich in Bezug auf das Antriebszahnrad 21 eine Axialverschiebung der Verschiebeeinheit 11 in Richtung zweite Druckkammer 14 gemäß Doppelpfeil 25. Es stellt sich somit eine geringere Eingriffsbreite zwischen den miteinander kämmenden Zahnradern 18, 21 ein, so dass die Axialverschiebung der Verschiebeeinheit 11 in Richtung zweite Druckkammer 14 zu einer Fördermengenreduzierung der Zahnradpumpe 10 führt. Aufgrund dieser resultierenden Fördermengenreduzierung ergibt sich ein Betriebsdruckabfall in der Zahnradpumpe 10, so dass das Überdruckventil 32 bei einem sich in der zweiten Druckkammer 14 einstellenden, in Bezug auf die maximale Druckgrenze kleineren Betriebsdruck schließt und somit zu einer Beendigung der Axialverschiebung der Verschiebeeinheit 11 führt. Eine derartige Betriebssituation ist in Fig. 2 dargestellt. In dieser Betriebssituation, das heißt bei abgeschlossener Axialverschiebung der Verschiebeeinheit 11, herrscht ein Kräftegleichgewicht zwischen den zwei Druckkammern 12, 14, wobei aufgrund der vorliegenden Kraftwirkung der Druckfeder 13 auf die Verschiebeeinheit

11 beziehungsweise auf den Federkolben 20 der Betriebsdruck in der zweiten Druckkammer 14 kleiner ist als jener in der ersten Druckkammer 12. Dadurch ergibt sich ein Fluß des in der ersten Druckkammer 12 sich befindenden Fluids durch die Drossel 15 in die zweite Druckkammer 14 mit einer resultierenden Rückverschiebung der Verschiebeeinheit 11 in Richtung erste Druckkammer 12 gemäß Doppelpfeil 25. Diese Rückverschiebung der Verschiebeeinheit 11 führt zu einer Fördermengensteigerung der Zahnradpumpe 10 und einem entsprechenden Anstieg des Betriebsdrucks. Bei Überschreiten der maximalen Druckgrenze in der zweiten Druckkammer 14 beginnt der oben beschriebene Abregelvorgang (Axialverschiebung der Verschiebeeinheit 11 in Richtung zweite Druckkammer 14) wieder von vorn. Dabei sichert die Druckfeder 13 im Stillstand der Zahnradpumpe 10 die in Fig. 1 gezeigte, vollständige Zahnradeingriffsbreite und gewährleistet somit einen schnellen Fluiddruckaufbau bei Betriebsbeginn der Zahnradpumpe 10.

Dieser periodisch sich wiederholende Regelvorgang der Zahnradpumpe 10 führt zu geringen Betriebsdruckschwankungen, wobei das Regelverhalten mittels Auslegung der Druckfeder 13, der Drossel 15 und/oder der kalibrierten Durchgangsbohrung 34 des Überdruckventils 32 beeinflussbar ist.

Die in der Ausführungsform gemäß Fig. 2 vorgesehene Drucktasche 26 ermöglicht eine sich vorteilhaft einstellende Strömung des Fluids und reduziert die vorliegende Seitenreibung zwischen Abtriebszahnrad 18 und Federkolben 20. Dabei kann die zur Drucktasche 26 führende Drossel 15, welche als Durchgangsbohrung 24 ausgebildet ist, bei der Montage des auf der Abtriebswelle 17 aufzupressenden Federkolbens 20 als Fixierbohrung dienen, so dass in dieser Weise eine Lagezuordnung der Drucktasche 26 möglich ist.

Fig. 3 zeigt eine in Bezug auf Fig. 2 alternative Ausführungsform des Federkolbens 20 in einer schematischen Ansicht von der Abtriebszahnradseite. Bei dieser Ausführungsform gemäß Fig. 3 führt die Drossel 15 nicht in eine Drucktasche des Federkolbens 20 (Drucktasche 26 gemäß Fig. 2), sondern grenzt direkt an den Zahnbereich des Abtriebszahnrad 18. Somit wird die zwischen den zwei Druckkammern 12, 14 mittels der Drossel 15 sich einstellende hydraulische Wirkverbindung periodisch durch die Zähne des umlaufenden Abtriebszahnrad 18 unterbrochen. Das Fluid wird somit bei dieser Ausführungsform periodisch aus der ersten Druckkammer 12 in die zweite Druckkammer 14 geleitet. Der Durchmesser der Drossel 15 kann verhältnismäßig groß gewählt werden, um Vorteile bezüglich des Regelverhaltens insbesondere bei einem kalten, hochviskosen Fluid zu erzielen. Eine zusätzliche Drucktasche 26 und Saugtasche 28 des Federkolbens 20 führt zu Vorteilen hinsichtlich der Fluidströmung und der zwischen dem Abtriebszahnrad 18 und dem Federkolben 20 sich einstellenden Seitenreibung.

Eine weitere Möglichkeit zur Beeinflussung des Regelverhaltens der Zahnradpumpe 10 bei Anordnung der Drossel 15 in der Abtriebswelle 17 wird durch die Realisierung einer Drossel 15 mit veränderlichem Durchtrittsquerschnitt gemäß den Fig. 4 und 5 erzielt. Die in Fig. 4 dargestellte Ausführungsform zeigt eine Drossel 15 in einer gestuften Durchgangsbohrung 22 in der Abtriebswelle 17, welche mit einer axial nicht verschiebblichen Drosselstange 29 mit einem sich konisch in Richtung zweite Druckkammer 14 verjüngenden Drosselende in Wirkverbindung. Die Drosselstange 29 ist mit ihrem einen Ende am Gehäuse 38 der Zahnradpumpe 10 nicht verschiebbar befestigt und durchdringt mit ihrem konisch ausgebildeten Drosselende die Drossel 15. In dieser Weise wird der Durchtrittsquerschnitt der Drossel 15 in Abhängigkeit der axialen Verschiebestellung der Verschiebeeinheit 11 verändert. Dabei ist der Durch-

trittsquerschnitt der Drossel 15 in der in Fig. 4 dargestellten Grundstellung (maximale Fördermenge der Zahnradpumpe 10) verhältnismäßig klein und in einer nicht dargestellten Verschiebestellung (Fördermengenreduzierung der Zahnradpumpe 10) relativ groß. Insbesondere bei kaltem, hochviskosem Fluid, wie zum Beispiel Öl, und einer sich einstellenden Fördermengenabregelung aufgrund eines geringeren Fluidmengenbedarfs des zu versorgenden Aggregats, wie zum Beispiel eines Verbrennungsmotors, kann mittels einer Entdrosselung das Regelverhalten der Zahnradpumpe 10 verbessert werden.

Bei der Ausführungsform gemäß Fig. 5 wird zur Änderung des Durchtrittsquerschnitts der Drossel 15 die jeweils sich einstellende Fluidbetriebstemperatur herangezogen, welche eine entsprechende Wärmedehnung eines mit der Drossel 15 in Wirkverbindung stehenden Drossелеlements 30 hervorruft. Ein derartiges Drossелеlement 30 kann beispielsweise gemäß Fig. 5 als Dehnungsstange vorzugsweise aus Aluminium ausgebildet sein, welche mit einem in Richtung zweite Druckkammer 14 sich verjüngenden, konischen Drosselende 31 versehen ist, das mit einer Verengung der in der Abtriebswelle 17 ausgebildeten, gestuften Durchgangsbohrung 22 im Bereich der Drossel 15 in Wirkverbindung steht. Die Abtriebswelle 17 ist hierbei vorzugsweise aus Stahl hergestellt. Das Drossелеlement 30 ist mit seinem von der Drossel 15 wegweisenden Ende in der Abtriebswelle 17 befestigt und beeinflusst mit seinem konischen Drosselende 31 in Abhängigkeit der Betriebstemperatur den effektiven Durchtrittsquerschnitt an der Drossel 15.

Bei der in der Fig. 6 dargestellten weiteren Ausführungsform weist der Steuerkolben 19 zur Reduzierung der Reibung an der Umfangsfläche und der damit verbundenen Verschiebehemmung der Verschiebeeinheit 11 einen Verbindungskanal in Form einer Verbindungsbohrung 51 auf, die ausgehend von der ersten Druckkammer 12 an der Umfangswand des Steuerkolbens 19 mündet. Über diese Bohrung 51 wird der Druck in der Druckkammer 12 gezielt auf einen bestimmten Bereich der Umfangsmantelfläche des Steuerkolbens 19 geleitet, um so eine Reduzierung der unerwünschten Querkräfte zu erreichen.

Dementsprechend ist auch am Federkolben 20 ein Verbindungskanal zwischen der zweiten Druckkammer 14 und der Umfangswand des Federkolbens 20 vorgesehen, der dort als Ausnehmung 53 bzw. Tasche in der Umfangswand des Federkolbens 20 ausgebildet ist. Diese Ausnehmung leitet dabei den Druck der zweiten Druckkammer 14 seitlich auf den Federkolben 20 um so unerwünschte Querkräfte ausgleichen zu können. Des weiteren ist im Steuerkolben 19 eine Durchgangsbohrung 55 vorgesehen, die ausgehend von der die erste Druckkammer 12 axial begrenzenden Stirnseite 57 den Steuerkolben 19 vollständig durchdringt und an der zum Abtriebszahnrad 18 benachbarten Stirnseite 59 austritt. Dabei wird über diese Durchgangsbohrung 55 der Druck aus der ersten Druckkammer 12 in einen Wandbereich 63 des Abtriebs- bzw. Förderzahnrad 18 geleitet, so daß gegenüberliegend am Zahnradeingriff wirkenden Hydraulik- und Zahnkräften entgegengewirkt werden kann.

Um weiterhin einen unerwünschten Druckaufbau an der Mantelfläche der Verschiebeeinheit 11 verhindern zu können, ist es zudem auch möglich, eine Gehäusebohrung 61 im Gehäuse vorzusehen, die z. B. in Höhe des Steuerkolbens 19 angeordnet sein kann und die vom Inneren des Gehäuses nach außen abführt.

Dabei ist es mit den in der Fig. 6 dargestellten Merkmalen möglich, die axialen Verschiebekräfte der Verschiebeeinrichtung zu reduzieren und die Regelung der Fördermengenregelung entsprechend feinfühlig und leichtgängig auszubilden.

Der weitere konstruktive Aufbau und die Funktionsweise der Ausführungsformen gemäß den Fig. 3 bis 6 entsprechen demjenigen der Ausführungsformen gemäß den Fig. 1 und 2.

Gemäß einer alternativen, nicht dargestellten Ausführungsform kann die Funktion des Überdruckventils 32 auch von einer elektrisch ansteuerbaren, hydraulischen Regeleinheit übernommen werden. Eine derartige Regeleinheit ist in Fig. 2 als zusätzlich zum Überdruckventil 32 vorgesehene Regeleinheit 35 dargestellt. Der Vorteil einer elektrisch-hydraulischen Regeleinheit liegt in dem jederzeit beliebig einstellbaren Förderdruckniveau der Zahnradpumpe 10 entsprechend dem jeweiligen Fluiddruck beziehungsweise Fluidmengenbedarf des zu versorgenden Aggregats, wie zum Beispiel eines mit Öl zu versorgenden Verbrennungsmotors. Hierbei kann an einer relevanten Stelle eines Ölkreislaufs der jeweils anliegende Motoröl Druck elektrisch sensiert werden und nach Vorgabe eines Öldruckkennfelds in Abhängigkeit von der Motordrehzahl und der Öltemperatur und einer erforderlichen Motorfunktion, wie beispielsweise der Schaltung eines Nockenwellenverstellers, bedarfsgerecht eingestellt werden. Die elektrisch ansteuerbare Regeleinheit kann dabei entweder direkt in einer Wandung der zweiten Druckkammer der Zahnradpumpe 10 oder aber über eine Hydraulikleitung mit der zweiten Druckkammer der Zahnradpumpe in Wirkverbindung stehend an einer anderen Stelle angeordnet sein. Jedoch ist zur Erhöhung der Betriebssicherheit der Zahnradpumpe bei elektrischer Druckregelung eine Kombination einer elektrischen Druckregelung mit mechanisch-hydraulischen Überdruckventilen möglich.

Eine derartige Kombination ist in Fig. 2 dargestellt, wobei das Regelsystem der Zahnradpumpe 10 zur Begrenzung des sich in der zweiten Druckkammer 14 einstellenden Betriebsdrucks auf eine maximale Druckgrenze ein erstes Überdruckventil 32 aufweist und parallel zu diesem mit einer elektrischen Regeleinheit 35 versehen ist, welche mit der zweiten Druckkammer 14 mittels der Hydraulikleitung 37 und des zweiten Überdruckventils 36 in Wirkverbindung steht. Die Regeleinheit 35 ist bedarfsgerecht pulsbar beziehungsweise querschnittsregelbar zum Absteuern einer bestimmten Fluidmenge aus der zweiten Druckkammer 14. In dieser Weise ist es möglich, in der zweiten Druckkammer 14 einen Betriebsdruck einzustellen, welcher unterhalb des durch das erste Überdruckventil 32 vorgegebenen Maximaldrucks liegt. Das in Bezug auf die Regeleinheit 35 in Reihe geschaltete zweite Überdruckventil 36 dient dazu, einen Minimaldruck in der zweiten Druckkammer 14 vorzugeben, so dass die elektrische Druckregelung mittels der Regeleinheit 35 lediglich zwischen einem Minimalfluiddruck von beispielsweise 2 bar durch Aktivieren des zweiten Überdruckventils 36 und einem Maximalfluiddruck von beispielsweise 5 bar durch Aktivieren des ersten Überdruckventils 32 wirkt.

Die in den Fig. 7 und 8 in zwei Schnittansichten gezeigte weitere Ausführungsform der erfindungsgemäßen regelbaren Zahnradpumpe, entspricht im wesentlichen dem Aufbau und der Funktion der in den Fig. 1 bis 6 beschriebenen Ausführungsbeispiele und verwendet daher deren Bezugszeichen.

Darüber hinaus weist die Zahnradpumpe 10 dort nunmehr eine nicht näher dargestellte Schrägverzahnung auf den Zahnrädern 21 und 18 auf, durch die der Förderölstrom zu und von den Zahnspalten der Zahnräder 21 und 18 weitgehend auch radial erfolgen kann, so daß zusätzliche Öltaschen in den axial die Zahnräder 21 und 18 begrenzenden Kammerwänden minimierbar sind, bzw. vollständig entfallen können. Zur Vermeidung von Ölquetschungen mit ört-

lich relativ hohen Quetschdrücken ist zudem eine weitere, zumindest druckseitig angeordnete axiale Öltasche vorgesehen, die in vorteilhafter Weise im Deckel 39 angeordnet ist. Diese Öltasche ist dabei als Nut 83 im Deckel 39 ausgebildet, die sich über die gesamte Länge der Überdeckung mit dem Zapfen 40 erstreckt. Dabei hat diese Ausbildung der als Drucköltasche wirkenden Nut den Vorteil, daß der Regelhub des Steuerkolbens 19 unbeeinträchtigt bleibt, da die Drehabstützung des Steuerkolbens 19 an der Wand des Zapfens 40 des Deckels 39 über den gesamten Hub erhalten bleibt.

Die vom rotierenden Abtriebszahnrad 18 auf die Verschiebeeinheit 11 übertragenden Reibmomente stützen sich über den Steuerkolben 19 am Deckel 39 auf der Seite des Druckkanals 81 ab. Daher ist es besonders vorteilhaft, daß die Nut 83 als Drucköltasche nicht direkt mit dem Druckkanal 81 in Verbindung steht, da sonst entsprechend ihrer Tiefe der maximale Verschiebehub des Steuerkolbens 19 wegen der erforderlichen Drehabstützung zum Deckel 39 reduziert wäre. Durch die Erstreckung der Nut 83 über die gesamte, an die Kammer 12 grenzende Deckellänge, kann das über sie abzuführende Förderöl direkt von dort in die mit dem Druckkanal 81 verbundene Druckkammer 12 strömen.

Eine gemäß den oben beschriebenen Ausführungsformen ausgebildete Zahnradpumpe mit Fördermengenregelung ist in besonders vorteilhafter Weise zum Einsatz als Ölpumpe eines mit Öl zu versorgenden Verbrennungsmotors geeignet, da sie weitgehend eine bedarfsgerechte Minimierung der Ölfördermenge und des Öldruckniveaus ermöglicht und somit durch eine im Mittel deutlich reduzierte Ölpumpenantriebsleistung einen nennenswerten Beitrag zur bevorzugten Minderung des Kraftstoffverbrauchs des Verbrennungsmotors leistet.

Patentansprüche

1. Zahnradpumpe mit einer fördermengenverändernden Verschiebeeinheit, die zwischen einer ersten Druckkammer und einer zweiten, eine zusätzlich auf die Verschiebeeinheit wirkende Druckfeder aufweisenden Druckkammer verschiebbar angeordnet ist, dadurch gekennzeichnet, dass die Druckkammern (12, 14) mittels einer Drossel (15) aufweisenden Druckleitung (16) in hydraulischer Wirkverbindung stehen und die zweite Druckkammer (14) maximaldruckbegrenzt ist.
2. Zahnradpumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Zahnradpumpe (10) als Außenzahnradpumpe ausgebildet ist.
3. Zahnradpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Verschiebeeinheit (11) aus einer Abtriebswelle (17) und, jeweils auf dieser koaxial angeordnet, einem Abtriebszahnrad (18), einem die erste Druckkammer (12) begrenzenden Steuerkolben (19) und einem die zweite Druckkammer (14) begrenzenden Federkolben (20) besteht, wobei die Verschiebeeinheit (11) in Abhängigkeit einer eventuell sich einstellenden Druckdifferenz zwischen der ersten Druckkammer (12) und der zweiten Druckkammer (14) in Bezug auf ein Antriebszahnrad (21) verschiebbar ist.
4. Zahnradpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Drossel (15) als gestufte, zur zweiten Druckkammer (14) querschnittsreduzierte Durchgangsbohrung (22) in der Abtriebswelle (17) ausgebildet ist.
5. Zahnradpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Drossel (15) als stufenlose Durchgangsbohrung (23) in der Ab-

triebswelle (17) ausgebildet ist.

6. Zahnradpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Drossel (15) als Durchgangsbohrung (24) im Federkolben (20) ausgebildet ist und mit einer an den Zahnbereich des Abtriebszahnrad (18) grenzenden Drucktasche (26) des Federkolbens (20) in Verbindung steht.

7. Zahnradpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Drossel (15) als Durchgangsbohrung (24) im Federkolben (20) ausgebildet ist und die hydraulische Wirkverbindung zwischen der Drossel (15) und der ersten Druckkammer (12) periodisch durch einen jeweiligen Zahn (27) des drehbaren Abtriebszahnrad (18) unterbrechbar ist.

8. Zahnradpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Federkolben (20) eine an den Zahnbereich des Abtriebszahnrad (18) grenzende Saugtasche (28) aufweist.

9. Zahnradpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Drossel (15) einen veränderbaren Durchtrittsquerschnitt aufweist.

10. Zahnradpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Drossel (15) als Durchgangsbohrung (22) der Abtriebswelle (17) ausgebildet ist und von einer nicht verschiebbaren Drosselstange (29) mit sich zur zweiten Druckkammer (14) verkleinerndem Querschnitt durchdrungen ist.

11. Zahnradpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Durchtrittsquerschnitt der Drossel (15) in Abhängigkeit einer betriebstemperaturbedingten Wärmedehnung eines mit der Drossel (15) in Wirkverbindung stehenden Drosselements (30) veränderbar ist.

12. Zahnradpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Drossелеlement (30) als Dehnungsstange mit einem konisch sich verjüngenden, freien Drosselende (31) ausgebildet ist, welches bei einer positiven Wärmedehnung des Drosselements (30) den Durchtrittsquerschnitt der Drossel (15) verringert.

13. Zahnradpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass zur Druckbegrenzung in der zweiten Druckkammer (14) ein mit dieser in Wirkverbindung stehendes Überdruckventil (32) vorgesehen ist.

14. Zahnradpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Überdruckventil (32) in einer Wandung (33) der zweiten Druckkammer (14) integriert ist und eine in der Wandung (33) ausgebildete, in die zweite Druckkammer (14) führende, kalibrierte Durchgangsbohrung (34) aufweist.

15. Zahnradpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Überdruckventil (32) als Kugelventil oder als Zungenventil ausgebildet ist.

16. Zahnradpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass zur Druckbegrenzung in der zweiten Druckkammer (14) eine mit dieser in Wirkverbindung stehende elektro-hydraulische Regeleinheit (35) vorgesehen ist.

17. Zahnradpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass zur bedarfsgerechten Einstellung des Druckniveaus in der zweiten Druckkammer (14) eine mit der Regeleinheit (35) wirkverbundene Steuereinheit vorgesehen ist, welche mit einem mittels der Zahnradpumpe druckbeaufschlagten Verbraucheraggregat in Verbindung steht.

18. Zahnradpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Regeleinheit (35) mit einem Überdruckventil (36) versehen ist.

19. Zahnradpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Abtriebszahnrad (21) und das Abtriebszahnrad (18) jeweils eine Schrägverzahnung aufweisen.

20. Zahnradpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Verschiebeeinheit (11) Verbindungskanäle aufweist, die ausgehend von wenigstens einer der Druckkammern (12, 14) an die Umfangswand der Verschiebeeinheit münden.

21. Zahnradpumpe nach Anspruch 20, dadurch gekennzeichnet, dass von der ersten Druckkammer (12) eine Verbindungsbohrung (51) im Steuerkolben (19) abführt, die an dessen Umfangsmantelfläche mündet.

22. Zahnradpumpe nach Anspruch 20, dadurch gekennzeichnet, dass der Steuerkolben (19) eine Durchgangsbohrung (55) aufweist, die ausgehend von einer die erste Druckkammer (12) begrenzenden Stirnwand (57) in einen zwischen der Umfangswand des Abtriebszahnrad (18) und der Gehäuseinnenwand gebildeten Raum (63) einmündet.

23. Zahnradpumpe nach Anspruch 20, dadurch gekennzeichnet, dass an der Umfangswand des Federkolbens (20) der Verschiebeeinheit (11) eine Ausnehmung (53) angeordnet ist, die in die zweite Druckkammer (14) einmündet.

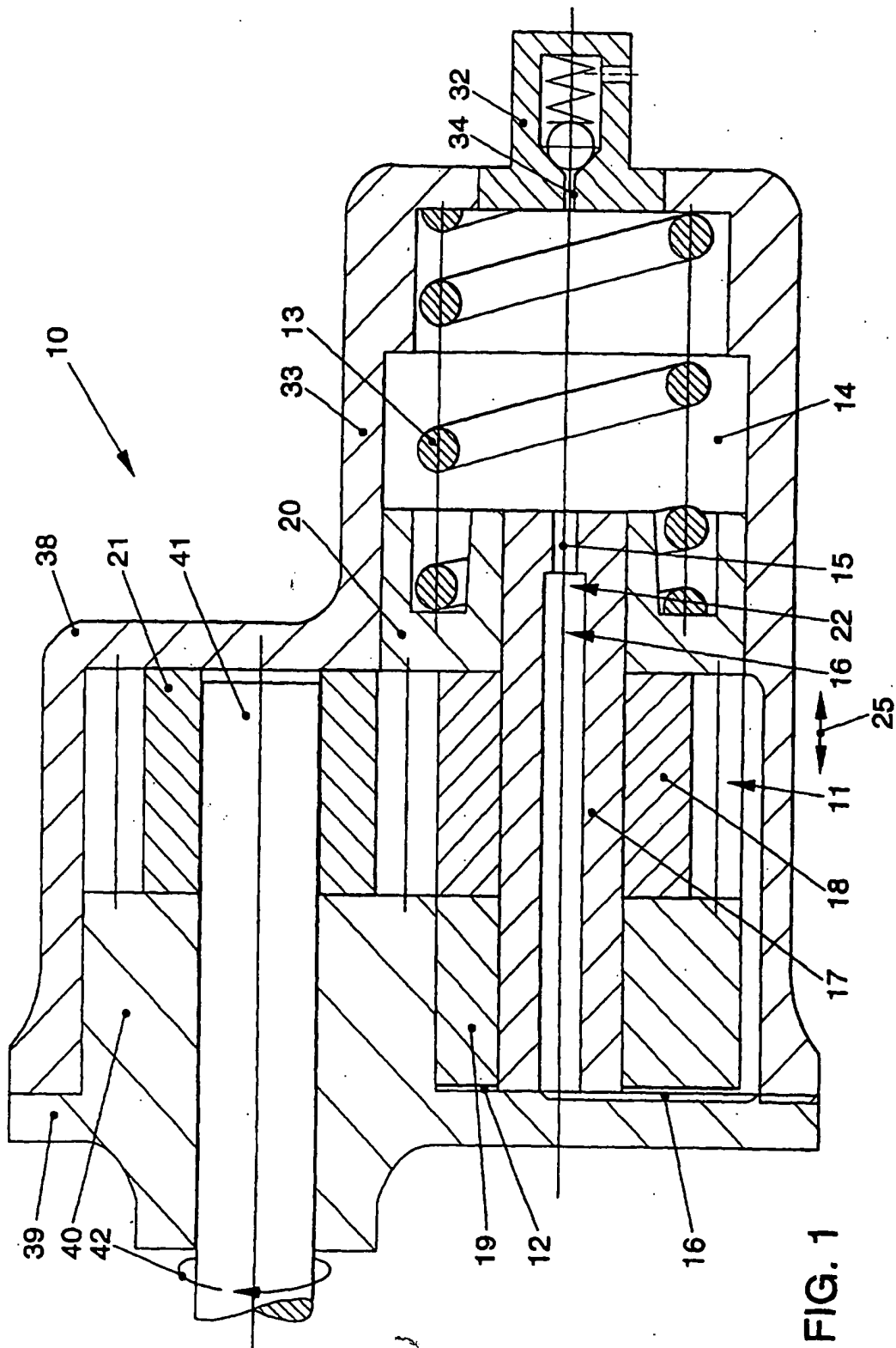
24. Zahnradpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass eine von der Innenwand des die Verschiebeeinheit (11) aufnehmenden Gehäuses nach außen abführende Gehäusebohrung (61), vorzugsweise im Bereich des Steuerkolbens (19), vorgesehen ist.

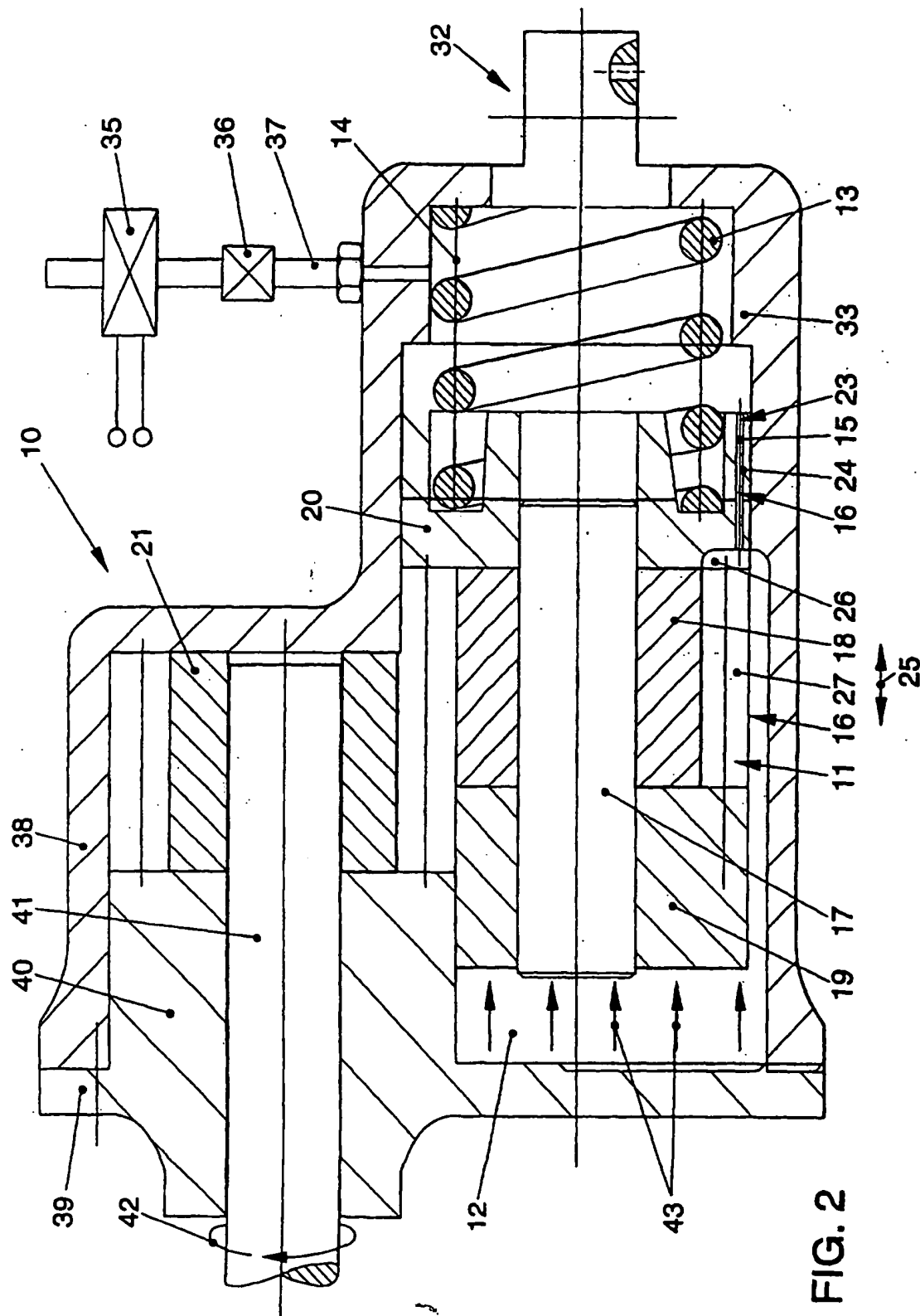
25. Zahnradpumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Verzahnung des miteinander kämmenden Zahnradpaares als Schrägverzahnung ausgebildet ist.

26. Zahnradpumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß wenigstens eine der die Zahnräder (21, 18) axial begrenzenden Kammerwände eine Ausnehmung aufweist, die eine Tasche (83) für das Fördermedium, vorzugsweise Drucköl bildet.

27. Zahnradpumpe nach Anspruch 26, dadurch gekennzeichnet, daß die Drucköltasche als Nut (83) in der Wand eines Gehäusedeckels (39) ausgebildet ist, die sich über die gesamte Länge der Überdeckung des Deckels (39) mit einer ersten Druckkammer (12) erstreckt.

Hierzu 7 Seite(n) Zeichnungen





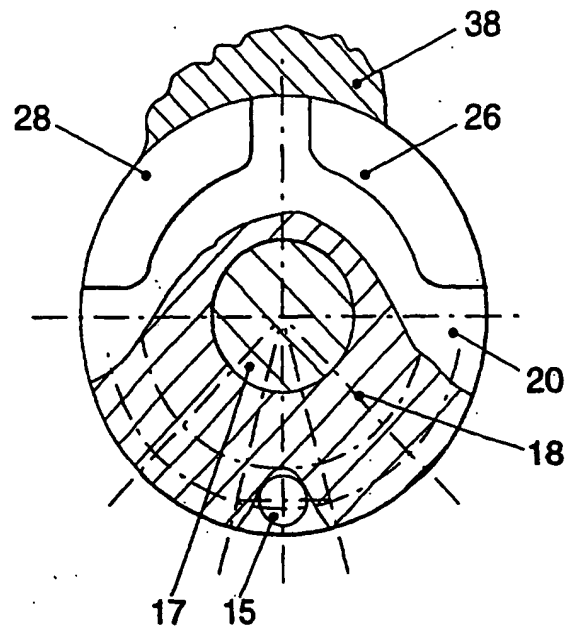


FIG. 3

